

## TOROIDAL TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION AND CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION DEVICE

Publication number: JP2003028257

Publication date: 2003-01-29

Inventor: IMANISHI TAKASHI; ISHIKAWA HIROSHI

Applicant: NSK LTD

Classification:

- International: *F16H15/38; F16H37/02; F16H15/32; F16H37/02*; (IPC1-7): F16H15/38; F16H37/02

- European:

Application number: JP20010165368 20010531

Priority number(s): JP20010165368 20010531; JP20010137284 20010508

Report a data error here

### Abstract of JP2003028257

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a structure providing excellent transmission efficiency and durability, capable of transmitting power even in failure of a hydraulic actuator 44 and preventing a more serious failure from occurring as a result. **SOLUTION:** Necessary thrust for securing surface pressure at each traction part is generated by a thrust generating device 43 composed of a loading cam device 10 and a hydraulic actuator 44. The loading cam device 10 generates a sufficient thrust even if the highest thrust is required. The hydraulic actuator 44 generates a thrust in the direction canceling the thrust generated by the loading cam device 10. The thrust generating device 19 generates a thrust subtracting the thrust generated by the hydraulic actuator 44 from the thrust generated by the loading cam device 10 in a normal operation, and generates only the thrust generated by the loading cam device 10 in a failure.

---

Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2003-28257

(P2003-28257A)

(43)公開日 平成15年1月29日(2003.1.29)

(51)Int.Cl.<sup>7</sup>  
F 1 6 H 15/38  
37/02

識別記号

F I  
F 1 6 H 15/38  
37/02

テ-マコ-ト\*(参考)  
3 J 0 5 1  
A 3 J 0 6 2  
Q

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 16 頁)

(21)出願番号 特願2001-165368(P2001-165368)

(22)出願日 平成13年5月31日(2001.5.31)

(31)優先権主張番号 特願2001-137284(P2001-137284)

(32)優先日 平成13年5月8日(2001.5.8)

(33)優先権主張国 日本(J P)

(71)出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(72)発明者 今西 尚

神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(72)発明者 石川 宏史

神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(74)代理人 100087457

弁理士 小山 武男 (外1名)

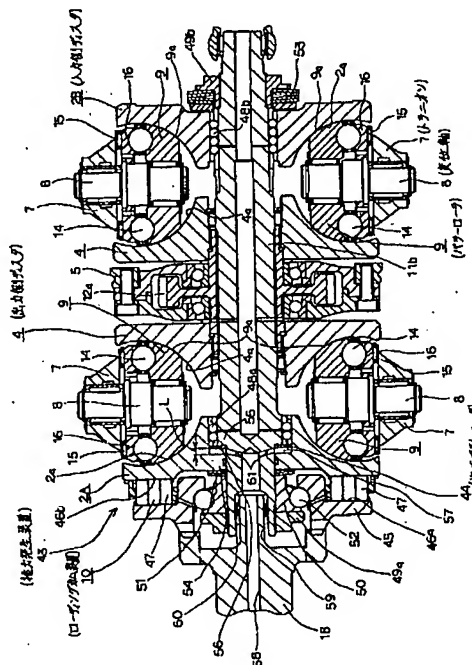
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 トロイダル型無段変速機及び無段変速装置

(57)【要約】

【課題】 優れた伝達効率及び耐久性を得られる構造で、しかも油圧アクチュエータ44の故障時にも、動力の伝達を可能にすると共により重大な故障に結び付く事を防止する。

【解決手段】 ローディングカム装置10と油圧アクチュエータ44とを組み合わせた推力発生装置43により、各トラクション部の面圧確保に必要な推力を発生させる。このうちのローディングカム装置10は、最も大きな推力を必要とされる場合にも十分な推力を発生させる。これに対して、上記油圧アクチュエータ44は、上記ローディングカム装置10が発生する推力を打ち消す方向の推力を発生する。上記推力発生装置19が発生する推力は、通常時には上記ローディングカム装置10が発生する推力から上記油圧アクチュエータ44が発生する推力を減じたもの、故障時には、上記ローディングカム装置10が発生する推力のみとなる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 それぞれが断面円弧形の凹面である互いの内側面同士を対向させた状態で、互いに同心に、且つ回転自在に支持された入力側ディスク及び出力側ディスクと、これら入力側ディスク及び出力側ディスクの中心軸に対し捻れの位置にある枢軸を中心として揺動する複数のトラニオンと、これら各トラニオンの中間部に、これら各トラニオンの内側面から突出する状態で支持された変位軸と、これら各トラニオンの内側面側に配置され且つ上記入力側ディスク及び出力側ディスクの間に挟持された状態で、上記各変位軸の周囲に回転自在に支持された、その周面を球状凸面としたパワーローラと、上記入力側ディスクと上記出力側ディスクとを互いに近づけ合う方向の推力を発生させる推力発生装置とを備えたトロイダル型無段変速機に於いて、この推力発生装置は、上記入力側ディスクに入力されるトルクに関連させて上記入力側ディスクと上記出力側ディスクとを互いに近づけ合う方向の推力を発生させる第一の推力発生ユニットと、この第一の推力発生ユニットが発生する推力とは別個に制御されて、上記入力側ディスクと上記出力側ディスクとを互いに遠ざける方向の推力を発生させる第二の推力発生ユニットとを組み合わせて成るものである事を特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項2】 第一の推力発生ユニットがローディングカム装置であり、第二の推力発生ユニットが油圧アクチュエータである、請求項1に記載したトロイダル型無段変速機。

【請求項3】 油圧アクチュエータが、ローディングカム装置と入力側ディスクとの間に設けられている、請求項2に記載したトロイダル型無段変速機。

【請求項4】 第一の推力発生ユニットが発生する推力の大きさは、運転時に推力発生装置に要求される最も大きな推力の大きさ以上である、請求項1～3の何れかに記載したトロイダル型無段変速機。

【請求項5】 駆動源につながってこの駆動源により回転駆動される入力軸と、この入力軸の回転に基づく動力を取り出す為の出力軸と、請求項1～4の何れかに記載したトロイダル型無段変速機と、遊星歯車機構と、上記入力軸に入力された動力をこのトロイダル型無段変速機を介して伝達する第一の動力伝達機構と、上記入力軸に入力された動力をこのトロイダル型無段変速機を介する事なく伝達する第二の動力伝達機構とを備え、上記遊星歯車機構は、太陽歯車とこの太陽歯車の周囲に配置したリング歯車との間に設けられてこの太陽歯車と同心に且つ回転自在に支持したキャリアに回転自在に支持された遊星歯車を、上記太陽歯車とリング歯車とに噛み合せて成るものであり、上記第一の動力伝達機構を通じて送られる動力と上記第二の動力伝達機構を通じて送られる動力とを、上記太陽歯車と上記リング歯車と上記キャリアとのうちの2個の部材に伝達自在とすると共に、これら

太陽歯車とリング歯車とキャリアとのうちの残りの1個の部材に上記出力軸を結合している無段変速装置。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】この発明に係るトロイダル型無段変速機及び無段変速装置は、各種産業機械用の変速装置として、或は自動車用自動変速装置を構成する変速ユニットとして利用する。

【0002】

【従来の技術】自動車用自動変速装置を構成する為の変速ユニットとして、図4～5に略示する様なハーフトロイダル型無段変速機（以下、単にトロイダル型無段変速機とする）を使用する事が研究され、一部で実施されている。このトロイダル型無段変速機は、例えば実開昭62-71465号公報に開示されている様に、入力軸1と同心に入力側ディスク2を支持し、この入力軸1と同心に配置された出力軸3の端部に出力側ディスク4を固定している。トロイダル型無段変速機を納めたケーシング5（後述する図7参照）の内側には、上記入力軸1並びに出力軸3に対し捻れの位置にある枢軸6、6を中心として揺動するトラニオン7、7を設けている。

【0003】これら各トラニオン7、7は、両端部外側面に上記枢軸6、6を、各トラニオン7、7毎に互いに同心に、各トラニオン7、7毎に1対ずつ設けている。これら各枢軸6、6の中心軸は、上記各ディスク2、4の中心軸と交差する事はないが、これら各ディスク2、4の中心軸の方向に対し直角若しくはほぼ直角方向である、捻れの位置に存在する。又、上記各トラニオン7、7の中心部には変位軸8、8の基半部を支持し、上記枢軸6、6を中心として各トラニオン7、7を揺動させる事により、上記変位軸8、8の傾斜角度の調節を自在としている。上記各トラニオン7、7に支持された変位軸8、8の先半部周囲には、それぞれパワーローラ9、9を回転自在に支持している。そして、これら各パワーローラ9、9を、上記入力側、出力側両ディスク2、4の内側面2a、4a同士の間挟持している。

【0004】上記入力側、出力側両ディスク2、4の互いに対向する内側面2a、4aは、それぞれ断面が、上記枢軸6を中心とする円弧若しくはこの様な円弧に近い曲線を回転させて得られる、断面円弧状の凹面をなしている。そして、球状凸面に形成された各パワーローラ9、9の周面9a、9aを、上記内側面2a、4aに当接させている。又、上記入力軸1と入力側ディスク2との間には、推力発生装置であるローディングカム装置10を設け、このローディングカム装置10によって上記入力側ディスク2を、出力側ディスク4に向け弾性的に押圧しつつ、回転駆動自在としている。

【0005】上述の様に構成されるトロイダル型無段変速機の使用時、入力軸1の回転に伴って上記ローディングカム装置10が上記入力側ディスク2を、上記複数の

パワーローラ 9、9 に押圧しつつ回転させる。そして、この入力側ディスク 2 の回転が、上記複数のパワーローラ 9、9 を介して出力側ディスク 4 に伝達され、この出力側ディスク 4 に固定の出力軸 3 が回転する。

【0006】入力軸 1 と出力軸 3 との回転速度を変える場合で、先ず入力軸 1 と出力軸 3 との間で減速を行なう場合には、枢軸 6、6 を中心として前記各トラニオン 7、7 を揺動させ、各パワーローラ 9、9 の周面 9a、9a が図 4 に示す様に、入力側ディスク 2 の内側面 2a の中心寄り部分と出力側ディスク 4 の内側面 4a の外周寄り部分とにそれぞれ当接する様に、上記各変位軸 8、8 を傾斜させる。

【0007】反対に、増速を行なう場合には、上記各トラニオン 7、7 を揺動させ、各パワーローラ 9、9 の周面 9a、9a が図 5 に示す様に、入力側ディスク 2 の内側面 2a の外周寄り部分と出力側ディスク 4 の内側面 4a の中心寄り部分とに、それぞれ当接する様に、上記各変位軸 8、8 を傾斜させる。これら各変位軸 8、8 の傾斜角度を図 4 と図 5 との中間にすれば、入力軸 1 と出力軸 3 との間で、中間の変速比を得られる。

【0008】更に、図 6～7 は、実願昭 63-69293 号（実開平 1-173552 号）のマイクロフィルムに記載された、より具体化されたトロイダル型無段変速機を示している。入力側ディスク 2 と出力側ディスク 4 とは円管状の入力軸 11 の周囲に、それぞれ回転自在に支持している。又、この入力軸 11 の端部と上記入力側ディスク 2 との間に、ローディングカム装置 10 を設けている。一方、上記出力側ディスク 4 には、出力歯車 12 を結合し、これら出力側ディスク 4 と出力歯車 12 とが同期して回転する様にしている。

【0009】1 対のトラニオン 7、7 の両端部に互いに同心に設けた枢軸 6、6 は 1 対の支持板 13、13 に、揺動並びに軸方向（図 6 の表裏方向、図 7 の左右方向）の変位自在に支持している。そして、上記各トラニオン 7、7 の中間部に、変位軸 8、8 の基半部を支持している。これら各変位軸 8、8 は、基半部と先半部とを互いに偏心させている。そして、このうちの基半部を上記各トラニオン 7、7 の中間部に回転自在に支持し、それぞれの先半部にパワーローラ 9、9 を回転自在に支持している。

【0010】尚、上記 1 対の変位軸 8、8 は、上記入力軸 11 に対して 180 度反対側位置に設けている。又、これら各変位軸 8、8 の基半部と先半部とが偏心している方向は、上記入力側、出力側両ディスク 2、4 の回転方向に関して同方向（図 7 で左右逆方向）としている。又、偏心方向は、上記入力軸 11 の配設方向に対してほぼ直交する方向としている。従って上記各パワーローラ 9、9 は、上記入力軸 11 の配設方向に関する若干の変位自在に支持される。

【0011】又、上記各パワーローラ 9、9 の外側面と

上記各トラニオン 7、7 の中間部内側面との間には、これら各パワーローラ 9、9 の外側面の側から順に、スラスト玉軸受 14、14 とスラストニードル軸受 15、15 とを設けている。このうちのスラスト玉軸受 14、14 は、上記各パワーローラ 9、9 に加わるスラスト方向の荷重を支承しつつ、これら各パワーローラ 9、9 の回転を許容する。又、上記各スラストニードル軸受 15、15 は、上記各パワーローラ 9、9 から上記各スラスト玉軸受 14、14 を構成する外輪 16、16 に加わるスラスト荷重を支承しつつ、上記各変位軸 8、8 の先半部及び上記外輪 16、16 が、これら各変位軸 8、8 の基半部を中心として揺動する事を許容する。更に、上記各トラニオン 7、7 は、油圧式のアクチュエータ 17、17 により、前記各枢軸 6、6 の軸方向の変位を自在としている。

【0012】上述の様に構成されるトロイダル型無段変速機の場合、入力軸 11 の回転はローディングカム装置 10 を介して入力側ディスク 2 に伝えられる。そして、この入力側ディスク 2 の回転が、1 対のパワーローラ 9、9 を介して出力側ディスク 4 に伝えられ、更にこの出力側ディスク 4 の回転が、出力歯車 12 より取り出される。

【0013】入力軸 11 と出力歯車 12 との間の回転速度比を変える場合には、上記各アクチュエータ 17、17 により上記 1 対のトラニオン 7、7 を、それぞれ逆方向に、例えば、図 7 の下側のパワーローラ 9 を同図の右側に、同図の上側のパワーローラ 9 を同図の左側に、それぞれ変位させる。この結果、これら各パワーローラ 9、9 の周面 9a、9a と上記入力側ディスク 2 及び出力側ディスク 4 の内側面 2a、4a との当接部に作用する、接線方向の力の向きが変化する。そして、この力の向きの変化に伴って上記各トラニオン 7、7 が、支持板 13、13 に枢支された枢軸 6、6 を中心として、互いに逆方向に揺動する。この結果、前述の図 4～5 に示した様に、上記各パワーローラ 9、9 の周面 9a、9a と上記各内側面 2a、4a との当接位置が変化し、上記入力軸 11 と出力歯車 12 との間の回転速度比が変化する。

【0014】トロイダル型無段変速機による動力伝達時には、構成各部の弾性変形に基づいて、上記各パワーローラ 9、9 が上記入力軸 11 の軸方向に変位する。そして、これら各パワーローラ 9、9 を支持した前記各変位軸 8、8 が、それぞれの基半部を中心として僅かに回動する。この回動の結果、上記各スラスト玉軸受 14、14 の外輪 16、16 の外側面と上記各トラニオン 7、7 の内側面とが相対変位する。これら外側面と内側面との間には、前記各スラストニードル軸受 15、15 が存在する為、この相対変位に要する力は小さい。

【0015】上述の様に構成され作用するトロイダル型無段変速機の場合には、上記入力軸 11 と出力歯車 12

との間での動力伝達を2個のパワーローラ9、9により行なっている。従って、各パワーローラ9、9の周面9a、9aと入力側、出力側両ディスク2、4の内側面2a、4aとの間で伝達される単位面積当たりの力が大きくなり、伝達可能な動力に限界を生じる。このような事情に鑑みて、トロイダル型無段変速機により伝達可能な動力を大きくすべく、パワーローラ9、9の数を増やす事も、従来から考えられている。

【0016】この様な目的でパワーローラ9、9の数を増やす為の構造の1例として、図8に示す様に、入力軸11aの周囲に入力側ディスク2A、2Bと出力側ディスク4、4とを2個ずつ設け、これら2個ずつの入力側ディスク2A、2Bと出力側ディスク4、4とを動力の伝達方向に関して互いに並列に配置する、所謂ダブルキャピティ型の構造が、従来から知られ、更には実施されている。この図8に示した構造は、上記入力軸11aの中間部周囲に出力歯車12aを、この入力軸11aに対する回転を自在として支持し、この出力歯車12aの中心部に設けた円筒部の両端部に上記各出力側ディスク4、4を、スプライン係合させている。又、上記各入力側ディスク2A、2Bは、上記入力軸11aの両端部に、この入力軸11aと共に回転自在に支持している。この入力軸11aは、駆動軸18により、推力発生装置であるローディングカム装置10を介して回転駆動する。この様なダブルキャピティ型のトロイダル型無段変速機の場合には、入力軸11aから出力歯車12aへの動力の伝達を、一方の入力側ディスク2Aと出力側ディスク4との間と、他方の入力側ディスク2Bと出力側ディスク4との間との、2系統に分けて行なうので、大きな動力の伝達を行なえる。

【0017】又、上述の様に構成され作用するトロイダル型無段変速機を実際の自動車用の無段変速機に組み込む場合、遊星歯車機構と組み合わせて無段変速装置を構成する事が、特開平1-169169号公報、同1-312266号公報、同10-196759号公報、同11-63146号公報等に記載されている様に、従来から提案されている。即ち、低速走行時にはエンジンの駆動力をトロイダル型無段変速機のみで伝達し、高速走行時には上記駆動力を遊星歯車機構で伝達する事により、高速走行時に上記トロイダル型無段変速機に加わるトルクの低減を図る様にしている。この様に構成する事により、上記トロイダル型無段変速機の構成各部材の耐久性を向上させる事ができる。

【0018】図9は、上記各公報のうちの特開平11-63146号公報に記載された無段変速装置を示している。この無段変速装置は、ダブルキャピティ型のトロイダル型無段変速機19と遊星歯車機構20とを組み合わせて成る。そして、低速走行時には動力をこのトロイダル型無段変速機19のみで伝達し、高速走行時には動力を、主として上記遊星歯車機構20により伝達すると共

に、この遊星歯車機構20による変速比を、上記トロイダル型無段変速機19の変速比を変える事により調節自在としている。

【0019】この為に、上記トロイダル型無段変速機19の中心部を貫通し、両端部に1対の入力側ディスク2A、2Bを支持した入力軸11aの基端部(図9の右端部)と、上記遊星歯車機構20を構成するリング歯車21を支持した支持板22の中心部に固定した伝達軸23とを、高速用クラッチ24を介して結合している。尚、上記1対の入力側ディスク2A、2Bのうち、先端側(図9の右側)の入力側ディスク2Bは上記入力軸11aに対し、例えば前述の図8に示した従来構造の場合と同様にして、この入力軸11aと同期した回転並びにこの入力軸11aの軸方向に関する実質的な移動を阻止した状態で支持している。これに対して基端側(図9の左側)の入力側ディスク2Aは上記入力軸11aに対し、例えばやはり図8に示した従来構造の場合と同様にして、この入力軸11aと同期した回転並びにこの入力軸11aの軸方向に関する移動自在に支持している。何れにしても、上記トロイダル型無段変速機19の構成は、次述する押圧装置25の点を除き、前述の図8に示した従来構造の場合と、実質的に同様である。

【0020】又、駆動源であるエンジン26のクランクシャフト27の出力側端部(図9の右端部)と上記入力軸11aの入力側端部(=基端部=図9の左端部)との間に、発進クラッチ28と油圧式の押圧装置25とを、動力の伝達方向に関して互いに直列に設けている。この押圧装置25には、図示しない制御器の信号に基づき、上記クランクシャフト27から前記トロイダル型無段変速機19に伝えられる動力の大きさ(トルク)に応じた押圧力を発生できるだけの、所望の油圧を導入自在としている。

【0021】又、上記入力軸11aの回転に基づく動力を取り出す為の出力軸29を、この入力軸11aと同心に配置している。そして、この出力軸29の周囲に前記遊星歯車機構20を設けている。この遊星歯車機構20を構成する太陽歯車30は、上記出力軸29の入力側端部(図9の左端部)に固定している。従ってこの出力軸29は、上記太陽歯車30の回転に伴って回転する。この太陽歯車30の周囲には前記リング歯車21を、上記太陽歯車30と同心に、且つ回転自在に支持している。そして、このリング歯車21の内周面と上記太陽歯車30の外周面との間に、それぞれが1対ずつの遊星歯車31a、31bを組み合わせて成る、複数の遊星歯車組32、32を設けている。これら1対ずつの遊星歯車31a、31bは、互いに啮合すると共に、外径側に配置した遊星歯車31aが上記リング歯車21に啮合し、内径側に配置した遊星歯車31bが上記太陽歯車30に啮合している。この様な遊星歯車組32、32は、キャリア33の片側面(図9の左側面)に回転自在に支持してい

る。又、このキャリア 33 は、上記出力軸 29 の中間部に、回転自在に支持している。

【0022】又、上記キャリア 33 と、前記トロイダル型無段変速機 19 を構成する 1 対の出力側ディスク 4、4 とを、第一の動力伝達機構 34 により、回転力の伝達を可能な状態に接続している。この第一の動力伝達機構 34 は、上記入力軸 11a 及び上記出力軸 29 と平行な伝達軸 35 と、この伝達軸 35 の一端部（図 9 の左端部）に固定したスプロケット 36a と上記各出力側ディスク 4、4 に固定したスプロケット 36b との間に掛け渡したチェーン 37 と、上記伝達軸 35 の他端（図 9 の右端）と上記キャリア 33 とにそれぞれ固定されて互いに噛合した第一、第二の歯車 38、39 とにより構成している。従って上記キャリア 33 は、上記各出力側ディスク 4、4 の回転に伴って、これら出力側ディスク 4、4 と反対方向に、上記第一、第二の歯車 38、39 の歯数に応じた速度で回転する。尚、これは、上記 1 対のスプロケット 36a、36b の歯数が互いに同じ場合である。

【0023】一方、上記入力軸 11a と上記リング歯車 21 とは、この入力軸 11a と同心に配置された前記伝達軸 23 を介して、回転力の伝達を可能な状態に接続自在としている。この伝達軸 23 と上記入力軸 11a との間には、前記高速用クラッチ 24 を、これら両軸 23、11a に対し直列に設けている。従って本例の場合には、請求項 3 に記載した第二の動力伝達機構 42 は、上記伝達軸 23 が構成する。そして、上記高速用クラッチ 24 の接続時にこの伝達軸 23 は、上記入力軸 11a の回転に伴って、この入力軸 11a と同方向に同速で回転する。

【0024】又、無段変速装置は、請求項に記載したモード切換手段を構成するクラッチ機構を備える。このクラッチ機構は、上記高速用クラッチ 24 と、上記キャリア 33 の外周縁部と上記リング歯車 21 の軸方向一端部（図 9 の右端部）との間に設けた低速用クラッチ 40 と、このリング歯車 21 と無段変速装置のハウジング（図示省略）等の固定の部分との間に設けた後退用クラッチ 41 とから成る。各クラッチ 24、40、41 は、何れか 1 個のクラッチが接続された場合には、残り 2 個のクラッチの接続が断たれる。

【0025】上述の様に構成する無段変速装置は、先ず、低速走行時には、上記低速用クラッチ 40 を接続すると共に、上記高速用クラッチ 24 及び後退用クラッチ 41 の接続を断つ。この状態で上記発進クラッチ 28 を接続し、前記入力軸 11a を回転させると、トロイダル型無段変速機 19 のみが、この入力軸 11a から上記出力軸 29 に動力を伝達する。この様な低速走行時には、それぞれ 1 対ずつの入力側ディスク 2A、2B と、出力側ディスク 4、4 との間の変速比を、前述の図 8 に示したトロイダル型無段変速機単独の場合と同様にして調節

する。

【0026】これに対して、高速走行時には、上記高速用クラッチ 24 を接続すると共に、上記低速用クラッチ 40 及び後退用クラッチ 41 の接続を断つ。この状態で上記発進クラッチ 28 を接続し、上記入力軸 11a を回転させると、この入力軸 11a から上記出力軸 29 には、前記伝達軸 23 と前記遊星歯車機構 20 とが、動力を伝達する。即ち、上記高速走行時に上記入力軸 11a が回転すると、この回転は上記高速用クラッチ 24 及び伝達軸 23 を介してリング歯車 21 に伝わる。そして、このリング歯車 21 の回転が複数の遊星歯車組 32、32 を介して太陽歯車 30 に伝わり、この太陽歯車 30 を固定した上記出力軸 29 を回転させる。この状態で、上記トロイダル型無段変速機 19 の変速比を変える事により上記各遊星歯車組 32、32 の公転速度を変化させれば、上記無段変速装置全体としての変速比を調節できる。

【0027】即ち、上記高速走行時に上記各遊星歯車組 32、32 が、上記リング歯車 21 と同方向に公転する。そして、これら各遊星歯車組 32、32 の公転速度が遅い程、上記太陽歯車 30 を固定した出力軸 29 の回転速度が速くなる。例えば、上記公転速度とリング歯車 21 の回転速度（何れも角速度）が同じになれば、上記リング歯車 21 と出力軸 29 の回転速度が同じになる。これに対して、上記公転速度がリング歯車 21 の回転速度よりも遅ければ、上記リング歯車 21 の回転速度よりも出力軸 29 の回転速度が速くなる。反対に、上記公転速度がリング歯車 21 の回転速度よりも速ければ、上記リング歯車 21 の回転速度よりも出力軸 29 の回転速度が遅くなる。

【0028】従って、上記高速走行時には、前記トロイダル型無段変速機 19 の変速比を減速側に变化させる程、無段変速装置全体の変速比は増速側に变化する。この様な高速走行時の状態では、上記トロイダル型無段変速機 19 に、入力側ディスク 2A、2B からではなく、出力側ディスク 4 からトルクが加わる（低速時に加わるトルクをプラスのトルクとした場合にマイナスのトルクが加わる）。即ち、前記高速用クラッチ 24 を接続した状態では、前記エンジン 26 から入力軸 11a に伝達されたトルクは、前記伝達軸 23 を介して前記遊星歯車機構 20 のリング歯車 21 に伝達される。従って、入力軸 11a の側から各入力側ディスク 2A、2B に伝達されるトルクは殆どなくなる。

【0029】一方、前記第二の動力伝達機構 42 を介して前記遊星歯車機構 20 のリング歯車 21 に伝達されたトルクの一部は、前記各遊星歯車組 32、32 から、キャリア 33 及び第一の動力伝達機構 34 を介して各出力側ディスク 4、4 に伝わる。この様に各出力側ディスク 4、4 からトロイダル型無段変速機 19 に加わるトルクは、無段変速装置全体の変速比を増速側に变化させるべ

く、トロイダル型無段変速機19の変速比を減速側に変化させる程小さくなる。この結果、高速走行時に上記トロイダル型無段変速機19に入力されるトルクを小さくして、このトロイダル型無段変速機19の構成部品の耐久性向上を図れる。

【0030】更に、自動車を後退させるべく、前記出力軸29を逆回転させる際には、前記低速用、高速用両クラッチ40、24の接続を断つと共に、前記後退用クラッチ41を接続する。この結果、上記リング歯車21が固定され、上記各遊星歯車組32、32が、このリング歯車21並びに前記太陽歯車30と噛み合いつつ、この太陽歯車30の周囲を公転する。そして、この太陽歯車30並びにこの太陽歯車30を固定した出力軸29が、前述した低速走行時並びに上述した高速走行時とは逆方向に回転する。

【0031】ところで、前述の様に構成され作用するトロイダル型無段変速機、或は上述の様に構成され作用する無段変速装置の運転時に、入力側ディスク2、2A、2Bを出力側ディスク4に押し付ける為、推力発生装置に要求される推力の大きさは、伝達すべきトルクの大きさにより変わるだけでなく、変速比によっても変化する。即ち、変速比を変えるべく枢軸6、6を中心としてトラニオン7、7を揺動変位させると、各パワーローラ9、9の周面9a、9aと上記各ディスク2、2A、2B、4の内側面2a、4aとの当接点であるトラクション部の位置が変化する。そして、このトラクション部の位置変化に伴って、このトラクション部に必要な押し付け力を付与する為に必要とされる推力が変化する。具体的には、伝達すべきトルクが一定であると仮定すると、図10に実線αで示す様に、上記入力側ディスク2、2A、2Bと上記出力側ディスク4との間で回転力をほぼ等速で伝達する（変速比が1の近傍である）場合に、上記必要とされる推力が最も大きくなる。一方、上記トラニオン7、7を前述の図4又は図5に示す様に傾斜させて、上記入力側ディスク2、2A、2Bと上記出力側ディスク4との間の減速比又は増速比が大きくなる程、上記必要とされる推力が小さくなる。

【0032】これに対して、前述の図4～5に示した従来構造に推力発生装置として組み込んでいるローディングカム装置10は、伝達すべきトルクの大きさに応じた推力を発生させるが、変速比を含め、トルクの変動以外の要素が変化しても、発生させる推力は変わらない。この為、推力発生装置としてローディングカム装置10のみを有する従来構造の場合、このローディングカム装置10が発生する推力を、図10に破線βで示す様に、最も大きな推力が必要とされる、変速比が1の近傍である場合に合わせて設定している。従ってこの様な従来構造の場合には、変速比が1の近傍以外の場合には、上記ローディングカム装置10が発生する推力が過剰になり、しかも過剰となる程度は、上記減速比又は増速比が大き

くなる程著しくなる。推力が過剰となり、上記トラクション部の押し付け力が過大になると、このトラクション部での伝達効率が悪化するだけでなく、このトラクション部を構成する前記各面2a、4a、9aの転がり疲れ寿命が短くなる。

【0033】この様な事情に鑑みて特公平6-72652号公報には、トロイダル型無段変速機に組み込んで入力側ディスクと出力側ディスクとを互いに近づけ合う方向の推力を発生させる推力発生装置を、ローディングカム装置と油圧アクチュエータとで構成した構造が記載されている。これらローディングカム装置と油圧アクチュエータとは、何れも入力側ディスクと出力側ディスクとを互いに近づけ合う方向の推力を発生させるものである。そして、このうちのローディングカム装置により、図10に鎖線γで示した、最低限必要な推力（変速比が1の近傍から大きくずれた場合に必要の推力）を発生させると共に、上記油圧アクチュエータにより、変速比が1の近傍に近づいた場合に不足する推力、即ち、図10に斜格子で表した部分の推力を発生させる様にしている。この図10に斜格子で示した部分に相当する、上記油圧アクチュエータが発生する推力の大きさは、上記変速比に応じて制御器からの信号により調節自在である。この為、上記推力発生装置全体としての推力を、上記変速比に応じた適切なものにできて、トラクション部での伝達効率の向上と、このトラクション部を構成する上記各面2a、4a、9aの転がり疲れ寿命の確保を図れる。

【0034】

【発明が解決しようとする課題】上述した、特公平6-72652号公報に記載された様な従来構造の場合、油圧アクチュエータ又はこの油圧アクチュエータへの給油回路の故障時に、トロイダル型無段変速機の機能が停止すると共に、重大な故障の原因となる可能性がある。即ち、上記油圧アクチュエータ自身の故障、或は上記給油回路を構成する給油ポンプや制御弁の故障、異物の噛み込み等、何らかの原因で上記油圧アクチュエータが必要とする推力を発生しなくなると、推力発生装置全体としての推力の値が、本来必要とされる値よりも小さくなる。この結果、トラクション部の押し付け力が不足し、このトラクション部で著しい滑りが発生する可能性を生じる。

【0035】そして、著しい滑りが発生した場合には、入力側ディスクから出力側ディスクへの動力の伝達を行なえなくなるだけでなく、上記トラクション部を構成するこれら各ディスクの内側面とパワーローラの周面とに、金属接触に基づく早期剥離等の損傷が発生し易くなる。本発明は、この様な事情に鑑みて、変速比の変動に拘らず適正な推力を発生させる事ができ、しかも故障時にも最低限の機能を確保して、より重大な故障に結び付く事を防止できる構造を実現すべく発明したものであ

る。

【0036】

【課題を解決するための手段】本発明のトロイダル型無段変速機は、前述した従来から知られているトロイダル型無段変速機と同様に、入力側ディスク及び出力側ディスクと、複数のトラニオンと、変位軸と、パワーローラと、推力発生装置とを備える。このうち入力側ディスク及び出力側ディスクは、それぞれが断面円弧形の凹面である互いの内側面同士を対向させた状態で、互いに同心に、且つ回転自在に支持されている。又、上記各トラニオンは、上記入力側ディスク及び出力側ディスクの中心軸に対し捻れの位置にある枢軸を中心として揺動するものである。又、上記変位軸は、上記各トラニオンの中間部に、これら各トラニオンの内側面から突出する状態で支持されたものである。又、上記パワーローラは、上記各トラニオンの内側面側に配置され且つ上記入力側ディスク及び出力側ディスクの間に挟持された状態で、上記各変位軸の周囲に回転自在に支持されたもので、その周面を球状凸面としている。更に、上記推力発生装置は、上記入力側ディスクと上記出力側ディスクとを互いに近づけ合う方向の推力を発生させるものである。

【0037】特に、本発明のトロイダル型無段変速機に於いては、上記推力発生装置は、第一の推力発生ユニットと第二の推力発生ユニットとを組み合わせて成るものである。そして、上記第一の推力発生ユニットは、ローディングカム装置の如く、上記入力側ディスクに入力されるトルクに関連させて、上記入力側ディスクと上記出力側ディスクとを互いに近づけ合う方向の推力を発生させるものである。これに対して上記第二の推力発生ユニットは、油圧アクチュエータの如く、上記第一の推力発生ユニットが発生する推力とは別個に制御されて、上記入力側ディスクと上記出力側ディスクとを互いに遠ざける方向の推力を発生させるものである。

【0038】

【作用】上述の様に構成する本発明のトロイダル型無段変速機が、入力側ディスクと出力側ディスクとの間で動力を伝達し、又、変速比を変える作用は、前述した従来から知られているトロイダル型無段変速機の場合と同様である。特に、本発明のトロイダル型無段変速機の場合には、変速比の変動に拘らず適正な推力を発生させ、しかも故障時にも最低限の機能を確保できる。

【0039】即ち、本発明のトロイダル型無段変速機に組み込む推力発生装置が発生する、上記入力側ディスクと出力側ディスクとを互いに近づけ合う方向の推力は、第一の推力発生ユニットが発生する推力から第二の推力発生ユニットが発生する推力を減じたものとなる。このうちの第一の推力発生ユニットが発生する推力は、上記入力側ディスクから上記出力側ディスクに伝達する動力の大きさ（トルク）に応じたものであるのに対して、上記第二の推力発生ユニットが発生する推力は、上記動力

の大きさとは独立させて調節自在である。従って、上記入力側ディスクと上記出力側ディスクとの間の変速比が1の近傍である場合に、上記第二の推力発生ユニットが発生する推力を0又は僅少にし、この変速比の1の近傍からのずれが大きくなるに従って上記第二の推力発生ユニットが発生する推力を大きくすれば、上記推力発生装置全体としての推力を、上記変速比が1の近傍である場合に最も大きく、この変速比が1の近傍からずれるに従って小さくできる。この為、トラクション部の押し付け力を最適にできて、伝達効率並びに転がり疲れ寿命の向上を図れる。

【0040】又、上記第二の推力発生ユニットが故障した場合でも、上記推力発生装置全体が発生する推力は、上記第一の推力発生ユニットが発生する推力となる。この第一の推力発生ユニットが発生する推力は十分に大きいので、上記第二の推力発生ユニットが故障した場合でも、上記トラクション部の押し付け力は十分に確保され、このトラクション部で著しい滑りが発生する事を防止できる。この為、上記第二の推力発生ユニットの故障時にも、上記入力側ディスクから上記出力側ディスクへの動力伝達を行なうと同時に、トラクション部で金属接触による早期剥離等の損傷が発生する事を防止できる。

【0041】

【発明の実施の形態】図1は、請求項1、2、4に対応する、本発明の実施の形態の第1例を示している。尚、本発明の特徴は、各入力側ディスク2A、2B及び各出力側ディスク4、4の内側面2a、4aと各パワーローラ9、9の周面9a、9aとの当接部であるトラクション部の押し付け力を確保する為、一方（図1の左方）の入力側ディスク2Aを他方（図1の右方）の入力側ディスク2Bに向けて押圧する、推力発生装置43の構造にある。その他の部分の構造及び作用は、前述の図8に示した従来の具体的構造の第2例の場合と同様であるから、同等部分には同一符号を付して、重複する説明は省略若しくは簡略にし、以下、本発明の特徴部分並びに先に説明しなかった部分を中心に説明する。

【0042】本発明のトロイダル型無段変速機に於いては、上記推力発生装置43は、第一の推力発生ユニットであるローディングカム装置10と、第二の推力発生ユニットである油圧アクチュエータ44とを、推力の発生方向に関して互いに直列に配置して成る。このうちのローディングカム装置10の構造及び機能は、前述した従来構造に組み込まれているローディングカム装置10と同様である。即ち、このローディングカム装置10は、駆動軸18により回転駆動されるカム板45を有する。そして、互に対向するこのカム板45の片面（図1の右面）と上記入力側ディスク2Aの外側面（図1の左面）とに、それぞれが円周方向に関する凹凸面であるカム面46a、46bを形成すると共に、これら両カム面46a、46b同士の間複数個のローラ47、47

を、それぞれこれら各カム面46a、46bの直径方向の(仮想の)軸を中心とする回転を自在に挟持している。

【0043】上記駆動軸18により上記カム板45を回転駆動すると、上記各ローラ47、47が上記各カム面46a、46bの凸部に乗り上げる傾向になって、上記入力側ディスク2Aを他方の入力側ディスク2Bに押圧しつつ回転駆動する。従って、上記ローディングカム装置10が上記入力側ディスク2Aを他方の入力側ディスク2Bに押圧する力、即ち推力は、上記駆動軸18が上記カム板45を回転駆動するトルクに関連して変化する。即ち、上記推力の大きさは、このトルクが大きくなる程大きくなる。尚、この様にして上記ローディングカム装置10が発生する推力の大きさは、上記両カム面46a、46bの傾斜角度を変える事により、所望値に調節自在である。又、上記トルクの増大に伴って上記推力が増大する傾向は、上記両カム面46a、46bの形状を変える事により、適宜調節自在である。何れにしても本例の場合には、上記ローディングカム装置10に、トロイダル型無段変速機の運転時に必要とされる最も大きな(変速比が1の近傍である場合に必要となる)推力を発生させる能力を持たせている。

【0044】本例のトロイダル型無段変速機の場合、上記1対の入力側ディスク2A、2Bを入力軸11bの両端部に、それぞれボールスプライン48a、48bを介して、この入力軸11bと同期した回転並びにこの入力軸11bの軸方向の移動自在に支持している。この入力軸11bの両端部で上記各入力側ディスク2A、2Bの外側面から突出した部分には、それぞれローディングナット49a、49bを螺着している。

【0045】そして、上記ローディングカム装置10側に設けたローディングナット49aと上記入力側ディスク2Aとの間に、このローディングナット49aの側から順に、内輪50と予圧ばね51とを設けている。このうちの内輪50は、上記カム板45と上記入力軸11bとの相対変位を許容する為の玉軸受52を構成するものである。又、上記予圧ばね51は、上記ローディングカム装置10の非作動時にも上記入力側ディスク2Aを他方の入力側ディスク2Bに押圧する予圧を付与する為のものである。一方、上記ローディングカム装置10と反対側に設けたローディングナット49bと上記入力側ディスク2Bとの間には、皿板ばね53を設けている。この皿板ばね53は、やはり上記予圧付与の役目を果たすと共に、上記入力側ディスク2Bにスラスト荷重が衝撃的に加わった場合にこれを緩和する為のもので、上記入力軸11bに対する上記入力側ディスク2Bの変位を小さく抑えられる程度に大きな弾力を有する。

【0046】前記油圧アクチュエータ44は、上述の様に組み合わせた、上記入力軸11bの中間部外周面と、上記ローディングカム装置10側の入力側ディスク2A

との間に設けている。この為に本例の場合には、この入力側ディスク2Aの内周面を段付形状としている。この内周面のうちの外端部(図1の左端部)は、小径の円筒面とすると共に、軸方向中間部に形成した係止溝にリング等のシールリングを装着している。言い換えれば、上記入力側ディスク2Aの内周面の外側面側端部に、内向フランジ状の鏝部54を形成し、この鏝部54の内周面中間部に、上記シールリングを装着している。従って、上記入力側ディスク2Aの内周面外端部は上記入力軸11bの外周面に、油密に且つ軸方向(図1の左右方向)の変位自在に外嵌されている。

【0047】一方、上記入力側ディスク2Aの内周面のうちの内端部(図1の右端部)は上記外端部に比べて大径にすると共に、前記ボールスプライン48aを構成する為の雌ボールスプライン溝を形成している。更に、上記入力側ディスク2Aの内周面のうちの中間部は、大径の円筒面としている。この中間部の内径は、上記雌ボールスプライン溝の溝底径以上と(好ましくはこの溝底径よりも大きく)している。又、上記ボールスプライン48aを構成する為、上記入力軸11bの中間部で上記雌ボールスプライン溝と対向する部分に、軸方向に隣接する部分よりも少し径が大きくなった大径部55を形成し、この大径部55の外周面に、上記ボールスプライン48aを構成する為の雄ボールスプライン溝を形成している。

【0048】尚、この雄ボールスプライン溝の開口端部と上記雌ボールスプライン溝の開口端部とは、図1に示した様な、前記ローディングカム装置10の非作動時、即ち、前記各ローラ47、47が前記各カム面46a、46bを構成する凹部の底に存在する状態で、互いの軸方向位置が一致する様にしている。少なくとも、トロイダル型無段変速機の作動状態の如何に拘らず、上記雌ボールスプライン溝の内端(図1の左端)位置が、上記雄ボールスプライン溝の内端位置よりも、上記入力側ディスク2Aの外側面側に突出する事がない様に、各部の寸法を規制している。この理由は、次述する油圧アクチュエータ44を構成する為のシール板56の外径寄り部分が上記雌ボールスプライン溝の内端部で軸方向に押され、或はこのシール板56がこの雌ボールスプライン溝の内端部を押す事を防止する為である。尚、上記ローディングカム装置10が作動し、このローディングカム装置10が推力を発生すると、上記入力側ディスク2Aが上記入力軸11bに対し、図1の状態よりも右方に変位し、上記両ボールスプライン溝の開口端部位置が互いにずれる。この状態では、上記シール板56と上記雌ボールスプライン溝の内端部とが離隔する。

【0049】又、前記鏝部54と対向する、上記大径部55の軸方向端面(図1の左端面)には、上記シール板56の径方向中間部及び内端部を突き当てている。このシール板56は、全体を円輪状に形成したもので、芯金

により補強した耐油性ゴム等、十分な剛性及びシール性を有する。但し、外周縁部を弾性変形させつつ上記入力側ディスク2Aの内端部を通過させられる様に、適度の弾性を持たせている。この様なシール板56は、片面内径寄り部分を上記大径部55の軸方向端面に全周に互って当接させ、外周縁を上記入力側ディスク2Aの内周面の軸方向中間部に、全周に互って摺接させている。従って上記シール板56と上記鏑部54との間には、外部と遮断された油圧室57が設けられ、この油圧室57が、圧油の導入に伴って上記入力側ディスク2Aを前記カム板45に向け、図1で左方に押圧する、前記油圧アクチュエータ44を構成する。

【0050】尚、この油圧アクチュエータ44を構成する上記鏑部54と上記シール板56との互いに対向する側面同士の間隔は、上記ローディングカム装置10の作動状態に関わらず、これら両側面同士が突き当たらない様に、十分に確保している。即ち、上記ローディングカム装置10の作動に伴って上記入力側ディスク2Aが前記入力軸11bに対し、図1の右方に押されると、上記油圧室57内に油圧が導入されていない限り、上記鏑部54が上記シール板56に対し近づく。後述する様に、上記油圧室57内には、変速比が1前後の場合に油圧を導入しない為、この様に鏑部54がシール板56に対し近づく状態は十分に起こり得る。そして、これら鏑部54とシール板56との互いに対向する側面同士が突き当たると、上記ローディングカム装置10によって、それ以上は上記入力側ディスク2Aを出力側ディスク4に向け押し付けられなくなる。この様な場合には、この入力側ディスク2Aの押し付け力が不足する可能性がある。

【0051】そこで、図1に示す様に、上記ローディングカム装置10の非作動時の状態での上記距離Lを、上記ローディングカム装置10のストロークよりも大きくしている。尚、このローディングカム装置10のストロークとは、前記各ローラ47、47が前記各カム面46a、46bを構成する凹部の底に存在する状態から同じく凸部の頂部に存在する状態にまで変化した場合に生じる、上記入力側ディスク2Aと前記カム板45との軸方向変位量である。この場合に、各部の弾性変形量が無視できない場合には、この軸方向変位量は、この弾性変形量も考慮して規制する。

【0052】この様な油圧アクチュエータ44の油圧室57には、前記駆動軸18の中心部及び上記入力軸11bの端部内側に設けた給排路58を通じて、圧油を給排自在としている。この為に本例の場合には、上記駆動軸18を中空管状に構成すると共に、この駆動軸18の先端部(図1の右端部)を、上記入力軸11bの端部に設けた中心孔59に挿入している。この中心孔59の内周面と上記駆動軸18の先端部外周面との間には、滑り軸受、シールリング付ニードル軸受等の、シール機能を備

えたラジアル軸受60を設けて、上記駆動軸18と上記入力軸11bとの相対回転及び上記中心孔59内外の油密保持を図っている。更に、この中心孔59と上記油圧室57とを、分岐路61、61により互いに連通させている。上記給排路58は、図示しない圧力調整弁を介して、やはり図示しない、給油ポンプ等の油圧源に通じさせている。

【0053】この圧力調整弁は、トロイダル型無段変速機の変速比や上記駆動軸18に伝達されるトルク等、このトロイダル型無段変速機の運転状況に応じて制御される油圧を、上記給排路58を通じて上記油圧室57に導入する。そして、この油圧室57内に油圧を導入する事により上記油圧アクチュエータ44に、前記ローディングカム装置10とは逆向きの推力を発生させる。言い換えれば、上記油圧アクチュエータ44は、上記油圧室57内への圧油の導入に伴い、上記ローディングカム装置10が発生する推力の一部を打ち消して、その分、前記推力発生装置43全体としての推力を小さくする。

【0054】上述の様に構成する本発明のトロイダル型無段変速機の場合には、変速比の変動に拘らず適正な推力を発生させ、しかも故障時にも最低限の機能を確保できる。即ち、本発明のトロイダル型無段変速機に組み込む上記推力発生装置43が発生する、1対の入力側ディスク2A、2B同士を互いに近づけ合い、延いてはこれら両入力側ディスク2A、2Bとそれぞれが対向する出力側ディスク4、4とを互いに近づけ合う方向の推力は、上記ローディングカム装置10が発生する推力から上記油圧アクチュエータ44が発生する推力を減じたものとなる。

【0055】このうちのローディングカム装置10が発生する推力は、前記駆動軸18からトロイダル型無段変速機に入力され、更に上記各入力側ディスク2A、2Bから上記各出力側ディスク4、4に伝達される動力の大きさ(トルク)に応じたものであるのに対して、上記油圧アクチュエータ44が発生する推力は、上記動力の大きさに関連付ける事はあっても、この動力の大きさは独立して調節自在である。例えば、上記動力の大きさが一定であると仮定した場合には、上記ローディングカム装置10が発生する推力は、図2に鎖線Iで示す様に一定であるのに対して、上記油圧アクチュエータ44が発生する推力は、同図に斜格子で示す様に、上記各入力側ディスク2A、2Bと上記各出力側ディスク4、4との間の変速比に応じて変化する。

【0056】即ち、本発明のトロイダル型無段変速機の場合には、前述した従来構造の場合とは逆に、上記変速比が1の近傍である場合に、上記油圧アクチュエータ44が発生する推力を0又は僅少にし、この変速比の1の近傍からのずれが大きくなるに従って、上記油圧アクチュエータ44が発生する推力を大きくする。従って、前記推力発生装置43全体としての推力は、図2に実線ロ

で示す様に、上記変速比が1の近傍である場合に最も大きく、この変速比が1の近傍からずれるに従って小さくなる。この為、トラクション部の押し付け力を最適にできて、伝達効率並びに転がり疲れ寿命の向上を図れる。

【0057】尚、上記図2は、前記駆動軸18から上記入力側ディスク2Aに入力されるトルクが一定であると仮定して描いているが、実際の場合にはこのトルクは頻繁に変動する。そして、このトルクが変動した場合には、上記ローディングカム10が発生する推力を表す上記鎖線イが図2の上下方向に移動する事は勿論、上記斜格子で表した、上記油圧アクチュエータ44が発生する推力も変化する。即ち、上記トルクが大きくなり、上記鎖線イが図2の上方に移動した場合には、上記斜格子部分は、この鎖線イと共に上方に移動するだけでなく、この斜格子自体の高さも上記トルクの増大に伴って大きくなる。反対に、このトルクが小さくなった場合には、上記鎖線イ及び斜格子が図2の下方に移動するだけでなく、この斜格子の高さが小さくなる。要するに、変速比の1の近傍からのずれが大きくなり、又、上記トルクが大きい程、上記ローディングカム装置10が発生した推力を相殺すべく、上記油圧アクチュエータ44が発生する逆向きの推力を大きくする。

【0058】又、上記油圧アクチュエータ44が故障した場合でも、上記推力発生装置43全体が発生する推力は、前記図2に鎖線イで示した、上記ローディングカム装置10が発生する推力となる。前述した様に、このローディングカム装置10が発生する推力は十分に大きく、トロイダル型無段変速機の運転時に必要とされる最も大きな推力以上の大きさを有するので、上記油圧アクチュエータ44が故障した場合でも、上記トラクション部の押し付け力は十分に確保される。従って、このトラクション部で著しい滑りが発生する事を防止できる。この為、上記油圧アクチュエータ44の故障時にも、前記各入力側ディスク2A、2Bから前記各出力側ディスク4、4への動力伝達を行なうと同時に、トラクション部で金属接触による早期剥離等の損傷が発生する事を防止できる。

【0059】尚、上記油圧アクチュエータ44の故障時には、上記変速比が1の近傍からずれる場合に、上記トラクション部の押し付け力が必要以上に大きくなる。但し、その場合でも、変速比の変動に基づく推力の調整を行なわない、前述した従来構造と同じ状態になるのである。従って、トラクション部で著しい滑りが生じて動力の伝達を行なえなくなったり、金属接触に基づく著しい摩擦が生じる事を防止できる事の効果が遥かに大きくなる。

【0060】又、図示の例では、上記油圧アクチュエータ44を構成する為に、前記入力軸11bの中間部で前

記ボールスプライン部48aを構成する雄ボールスプラインを形成した部分を大径にした事に伴って、前述の図8に示した従来構造の場合とは異なり、上記各入力側ディスク2A、2Bを上記入力軸11bに対し、軸方向反対側端部から外嵌する様にしている。この為、この入力軸11bの両端部に雄ねじ部を形成し、これら各雄ねじ部に前記各ローディングナット49a、49bを螺着している。但し、この部分の構造は、雄ねじ部とローディングナット49a、49bとの組み合わせに代えて、係止溝とコッタとの組み合わせ等、軸方向変位を抑えられる他の構造であれば、各種構造を採用できる。この場合に、上記入力軸11bの両端部の構造は、同じであっても良いが、異なっても構わない。

【0061】又、図示の例では、上記各入力側ディスク2A、2Bと出力側ディスク4、4との間にパワーローラを2個ずつ、合計4個設けた構造に就いて示したが、3個ずつ合計6個設ける構造を採用する事もできる。

又、前述の図6に示した様な、シングルキャビティ型の構造で実施する事もできる。又、図示の例では、推力発生装置43と反対側の入力側ディスク2Bに関しても、皿板ばね53により押圧して予圧付与を行なう様にしている。この場合に、上記推力発生装置43側の入力側ディスク2Aに関する予圧ばね51は省略する事もできる。反対に、この予圧ばね51を設けるのであれば、上記皿板ばね53は省略しても良い。そして、この皿板ばね53を省略する場合には、上記推力発生装置43と反対側の入力側ディスク2Bは上記入力軸11bの端部に、ボールスプラインではなく、インボリュートスプラインにより、回転力の伝達自在に支持すれば足りる。

【0062】更に、前述の説明では、前記油圧アクチュエータ44の油圧室57内に導入する油圧を、変速比により調節する場合に就いてのみ述べたが、この油圧の調節は、変速比以外の要素も合わせて勘案しつつ行なう事もできる。例えば、前記トラクション部で伝達可能な動力の大きさは、このトラクション部に存在するトラクションオイルの粘度により変化する。温度が低くこの粘度が低い場合には、比較的小さな押し付け力で必要な動力伝達を行なえるのに対して、温度が高く上記粘度が低い場合には、必要な動力の伝達を行なわせる為には、上記押し付け力を高くする必要が生じる。そこで、上記油圧の調節を、上記変速比に加えて油温によっても制御すれば、より適切な押し付け力を得られる。即ち、別途設けた油温センサが検出する油温が低い場合には、上記油圧室57内に導入する油圧を高くして前記推力発生装置43全体としての推力を低くする。反対に油温が高い場合には、油圧室57内に導入する油圧を低くして上記推力発生装置43全体としての推力を高くする。この様に構成する事により、より適切な制御が可能になって、トロイダル型無段変速機の伝達効率及び耐久性をより高次元で確保できる。

【0063】次に、図3は、請求項1〜4に対応する、本発明の実施の形態の第2例を示している。本例の場合には、ローディングカム装置10と共に推力発生装置43aを構成する油圧アクチュエータ44aの受圧面積を大きくする事により、この油圧アクチュエータ44aの油圧室57a内に導入する油圧を低く抑えて、この油圧を発生させる為のポンプを駆動する事に伴う動力損失の低減を図っている。この為本例の場合には、上記ローディングカム装置10と入力側ディスク2Aとの間に、上記油圧アクチュエータ44aを設けている。

【0064】具体的には、上記入力側ディスク2Aの外側面側に、断面L字形で全体を円輪状としたシリンダハウジング62を突き当てる共に、これらシリンダハウジング62と入力側ディスク2Aとの間にスプラインチューブ63を掛け渡している。これらシリンダハウジング62及び入力側ディスク2Aの外周面とスプラインチューブ63の内周面とは、互いにスプライン係合している。従って、これらシリンダハウジング62と入力側ディスク2Aとは、互いに同期して回転する。又、上記ローディングカム装置10を構成する1対のカム面46a、46bのうち、上記入力側ディスク2A側のカム面46bは、上記シリンダハウジング62の外側面（図3の左側面）の外径側半部に形成している。

【0065】本例の場合、前記推力発生装置43aは、入力軸11cの基端寄り（図3の左寄り）部分に軸方向の変位自在に外嵌したスリーブ64の周囲に配置している。そして、上記油圧アクチュエータ44aを構成するピストン板65を、上記スリーブ64の先端部（図3の右端部）に固設している。このピストン板65の外周縁部と上記シリンダハウジング62の内周面との間、並びに、このシリンダハウジング62の内周縁と上記スリーブ64の外周面との間は、それぞれシールリングにより油密に塞いでいる。又、このスリーブ64の内周面の軸方向に離隔した2箇所位置で、圧油給排用の分岐路61、61の開口部を挟む位置にもシールリングを装着して、上記スリーブ64の内周面と上記入力軸11cの外周面との間の油密保持を図っている。これらの構成により、上記ピストン板65と上記シリンダハウジング62との間に前記油圧室57aを形成し、更に上記各分岐路61、61を通じてこの油圧室57a内に、圧油を給排自在としている。尚、本例の場合には、この油圧室57a内に圧油を給排自在とする為、上記入力軸11cと駆動軸18との嵌合部に、ラジアル軸受60aとは独立したシールリング66を設けている。

【0066】又、上記ローディングカム装置10を構成するカム板45を支承する玉軸受52を構成する内輪50は、上記スリーブ64に外嵌した状態で、止め輪67により、上記シリンダハウジング62から離れる方向への変位を阻止されている。又、本例の場合には、各ディスク2A、2B、4の内側面2a、4aと各パワーロー

ラ9、9の周面9a、9a（図1参照。図3には省略。）との当接部に予圧を付与する為の予圧ばね51aを、上記入力軸11cの基端部に形成した鋸部68と、上記内輪50との間に設けている。又、本例の場合には、この内輪50と上記シリンダハウジング62との間にも、別の予圧ばね51bとスリーブ69とを、互いに直列に設けている。

【0067】更に、本例の場合には、各出力側ディスク4、4の外側面内径寄り部分に形成した凹部70、70と、出力歯車12bを固設したスリーブ71の軸方向両端部に突設した凸部72、72とを係合させる事により、上記各出力側ディスク4、4と上記出力歯車12bとを、回転力の伝達自在に組み合わせている。更に、前記推力発生装置43aと反対側の入力側ディスク2Bを上記入力軸11cの先端寄り（図3の右寄り）部分に、（ボールスプラインではない）通常のスプラインにより、回転力の伝達自在に外嵌している。そして、上記入力軸11cの先端部で上記入力側ディスク2Bの外側面から突出した部分に外嵌した抑えリング73をコッタ74により抑え付けて、上記入力側ディスク2Bが上記入力軸11cから抜け出ない様にしている。尚、上記入力側ディスク2Bの抜け止め構造は、上記抑えリング73とコッタ74との組み合わせに限らず、従来構造或は前述の第1例と同様のローディングナットによるものでも良い。

【0068】上述の様に構成する本例の場合も、上記第1例の場合と同様に、上記推力発生装置43aにより発生させる推力を図2に示す様に規制する事により、変速比の変動に拘らず適正な推力を発生させ、しかも故障時にも最低限の機能を確保できる。特に、本例の構造の場合には、上記推力発生装置43aを構成する油圧アクチュエータ44aの受圧面積を上記第1例の場合よりも広くできる。この為、上記図2に斜格子で示した部分に相当する推力を得る為に必要な油圧を低く抑えられる。この結果、この油圧を発生させる為のポンプを駆動する為に要するトルクが小さくて済み、ポンプ損失に伴うトロイダル型無段変速機の効率の低下を低く抑えられる。

【0069】尚、上述の説明は、トロイダル型無段変速機単独の場合に就いて説明したが、図1又は図3に示した様なトロイダル型無段変速機を、前述の図9に示した様な無段変速装置に組み込んで実施する事もできる。前述した通り、無段変速装置に組み込んだトロイダル型無段変速機19を通過する動力は、高速用クラッチ24を繋いで低速用、後退用両クラッチ40、41の接続を断った場合に、トロイダル型無段変速機単独で運転する場合に比べて大幅に小さくなる。従って、上記無段変速装置に本発明を適用する事による効果は大きい。この場合に、上記図2に斜格子で示した部分の推力が大きくなる為、図3に示した第2例の構造を適用する事が、ポンプ損失の低減を図る面から好ましい。

【0070】

【発明の効果】本発明のトロイダル型無段変速機は、以上に述べた通り、優れた伝達効率及び耐久性を有し、しかも油圧アクチュエータの故障時にも動力伝達を確実にこなえてしかも著しい摩耗の発生を抑える事ができる。この為、トロイダル型無段変速機の信頼性を確保しつつ、伝達効率及び耐久性を確保する事が可能になる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の形態の第1例を示す断面図。

【図2】推力発生装置の作用を説明する為、この推力発生装置が発生する推力の大きさと変速比との関係を示す線図。

【図3】本発明の実施の形態の第2例を示す断面図。

【図4】トロイダル型無段変速機の基本構造を、最大減速時の状態で示す略側面図。

【図5】同じく最大増速時の状態で示す略側面図。

【図6】従来から知られている具体的構造の第1例を示す断面図。

【図7】図6のA-A断面図。

【図8】従来から知られている具体的構造の第2例を示す断面図。

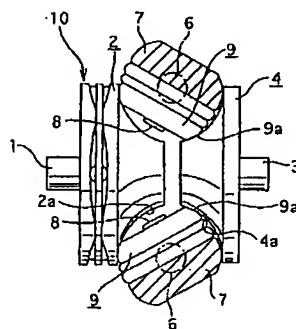
【図9】トロイダル型無段変速機を組み込んだ無段変速装置の1例を示す略断面図。

【図10】従来から知られている改良された推力発生装置の作用を説明する為、図2と同様の線図。

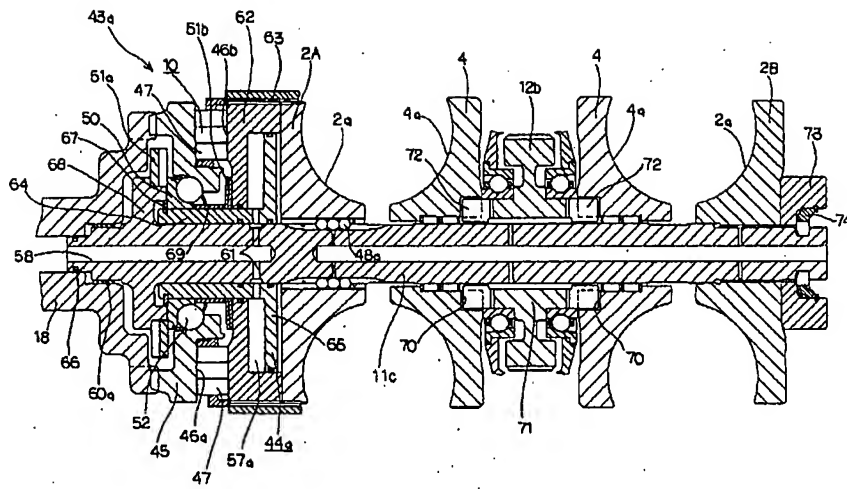
【符号の説明】

- 1 入力軸
- 2、2A、2B 入力側ディスク
- 2a 内側面
- 3 出力軸
- 4 出力側ディスク
- 4a 内側面
- 5 ケーシング
- 6 枢軸
- 7 トラニオン
- 8 変位軸
- 9 パワーローラ
- 9a 周面
- 10 ローディングカム装置
- 11、11a、11b、11c 入力軸
- 12、12a、12b 出力歯車
- 13 支持板
- 14 スラスト玉軸受
- 15 スラストニードル軸受
- 16 外輪
- 17 アクチュエータ
- 18 駆動軸
- 19 トロイダル型無段変速機
- 20 遊星歯車機構
- 21 リング歯車

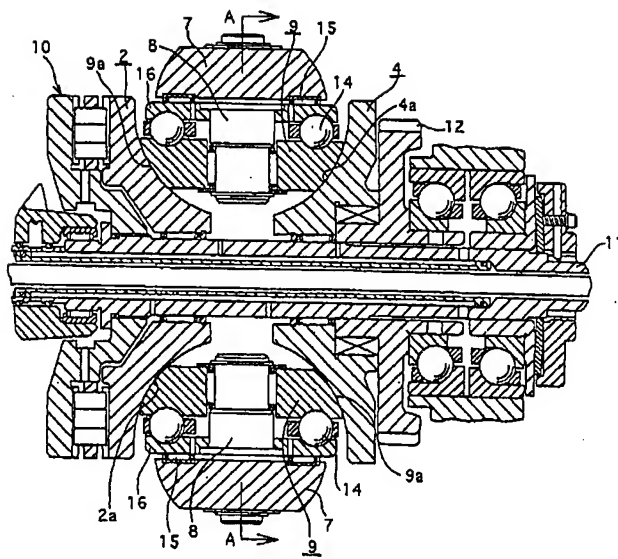
- 22 支持板
- 23 伝達軸
- 24 高速用クラッチ
- 25 押圧装置
- 26 エンジン
- 27 クランクシャフト
- 28 発進クラッチ
- 29 出力軸
- 30 太陽歯車
- 31a、31b 遊星歯車
- 32 遊星歯車組
- 33 キャリア
- 34 第一の動力伝達機構
- 35 伝達軸
- 36a、36b スプロケット
- 37 チェン
- 38 第一の歯車
- 39 第二の歯車
- 40 低速用クラッチ
- 41 後退用クラッチ
- 42 第二の動力伝達機構
- 43、43a 推力発生装置
- 44、44a 油圧アクチュエータ
- 45 カム板
- 46a、46b カム面
- 47 ローラ
- 48a、48b ボールスプライン
- 49a、49b ローディングナット
- 50 内輪
- 51、51a、51b 予圧ばね
- 52 玉軸受
- 53 皿板ばね
- 54 鐸部
- 55 大径部
- 56 シール板
- 57、57a 油圧室
- 58 給排路
- 59 中心孔
- 60、60a ラジアル軸受
- 61 分岐路
- 62 シリンダハウジング
- 63 スプラインチューブ
- 64 スリーブ
- 65 ピストン板
- 66 シールリング
- 67 止め輪
- 68 鐸部
- 69 スリーブ
- 70 凹部
- 71 スリーブ



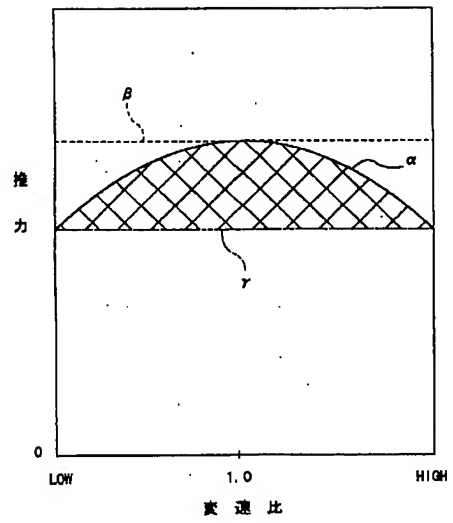
【図3】



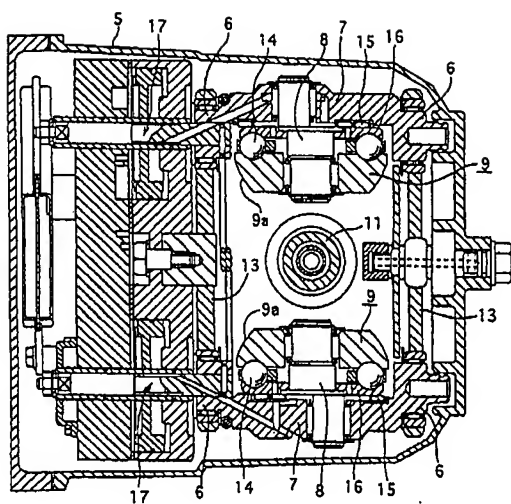
【図6】



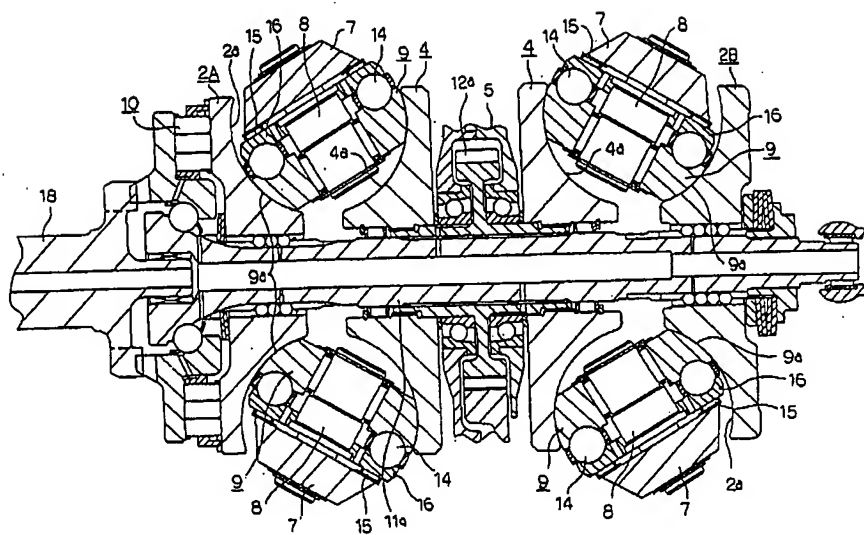
【図10】



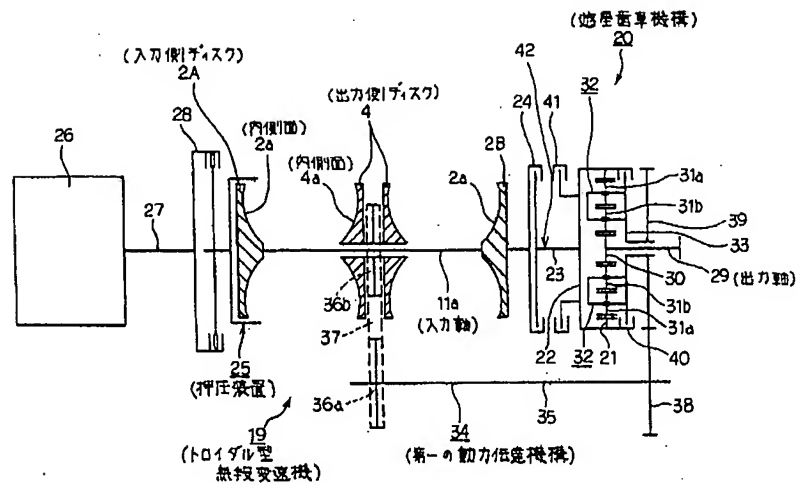
【図7】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

F ターム(参考) 3J051 AA03 BA03 BE09 CB04 EA08  
EA10 EB03 ED15 FA10  
3J062 AA60 AB06 AB16 AB35 AC03  
BA16 BA17 BA40 CG03 CG13  
CG32 CG38 CG72 CG91

【公報種別】特許法第17条の2の規定による補正の掲載  
【部門区分】第5部門第2区分  
【発行日】平成18年8月31日(2006.8.31)

【公開番号】特開2003-28257(P2003-28257A)  
【公開日】平成15年1月29日(2003.1.29)  
【出願番号】特願2001-165368(P2001-165368)  
【国際特許分類】

【手続補正書】  
【提出日】平成18年7月13日(2006.7.13)  
【手続補正1】  
【補正対象書類名】明細書  
【補正対象項目名】0024  
【補正方法】変更  
【補正の内容】  
【0024】

又、無段変速装置は、クラッチ機構を備える。このクラッチ機構は、上記高速用クラッチ24と、上記キャリア33の外周縁部と上記リング歯車21の軸方向一端部(図9の右端部)との間に設けた低速用クラッチ40と、このリング歯車21と無段変速装置のハウジング(図示省略)等の固定の部分との間に設けた後退用クラッチ41とから成る。各クラッチ24、40、41は、何れか1個のクラッチが接続された場合には、残り2個のクラッチの接続が断たれる。

【手続補正2】  
【補正対象書類名】明細書  
【補正対象項目名】0064  
【補正方法】変更  
【補正の内容】  
【0064】

具体的には、上記入力側ディスク2Aの外側面側に、断面L字形で全体を円輪状としたシリンダハウジング62を突き当てると共に、これらシリンダハウジング62と入力側ディスク2Aとの間にスプラインチューブ63を掛け渡している。これらシリンダハウジング62及び入力側ディスク2Aの外周面とスプラインチューブ63の内周面とは、互いにスプライン係合している。従って、これらシリンダハウジング62と入力側ディスク2Aとは、互いに同期して回転する。又、上記ローディングカム装置10を構成する1対のカム面46a、46bのうち、上記入力ディスク2A側のカム面46bは、上記シリンダハウジング62の外側面(図3の左側面)の外径側半部に形成している。

【手続補正3】  
【補正対象書類名】図面  
【補正対象項目名】図3  
【補正方法】変更  
【補正の内容】

【図 3】

